Nr. 5. Warszawa, 25 maja 1929 r. Rok VII.

TECHNIKA CIEPLNA

Czasopismo Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie.
Oficjalny Organ Polskiego Komitetu Normalizacyjnego dla Spraw Kotłowych.

Redaktor: Inż. techn. JAN KOMARNICKI.
Wydawca: Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.
REDAKCJA i ADMINISTRACJA: Warszawa, Chmielna 2, m. 6. Tel. 275-45.
GODZINY BIUROWE: Redakcji—piątki, od 18 do 20, Administracji—codziennie, od 10 do 15.

J. DYLION Inżynier — doradca. Łódź.

UWAGI W SPRAWIE NORM ODBIORCZYCH TURBIN I SILNIKÓW.

Wiele uwagi i pracy poświęca się szczegółowemu i możliwie wszechstronnemu opracowywaniu norm odbiorczych silników parowych, ale nie uwzględnia się, że próby odbiorcze służą jedynie do sprawdzania warunków, zawartych w umowie dostawy silników.

Należałoby więc większą uwagę zwracać na jasną i niedwuznaczną redakcję umowy dostawy i dokładne badanie ofert, stanowiących podstawę umowy.

Dostawcy turbin parowych wobec wzmożonej konkurencji na tem polu nie liczą się często z możliwemi warunkami technicznemi, a podają liczby zużycia pary niemożliwie niskie, które imponują odbiorcom. Odbiorcy zaś, którzy po większej części nie orjentują się w całokształcie sprawy, przyjmują te końcowe liczby w dobrej wierze, darząc większem zaufaniem dostawcę, niż własnego doradcę technicznego krytykującego liczby ofertowe.

Konstruktor buduje turbinę naprz. ze współczynnikiem termodynamicznym 80 — Sprzedawca gwarantuje natomiast 85, ale zastrzega sobie 5% tolerancji. Zdarza się też, że dostawca gwarantuje jeszcze korzystniejsze warunki, aby tylko zdystansować konkurenta i utrzymać się przy dostawie, pomimo, że zgóry jest przygotowany na zapłacenie pewnej kary konwencjonalnej. Dlatego posiadamy instalacje, których gwarantowane liczby dałyby się osiągnąć jedynie przy sprawności wyżej 100%.

Wogóle zestawienia ofert są b. zawiłe i w skutkach swych muszą doprowadzać do nieporozumień przy odbiorze instalacji.

Dostawca zupełnie słusznie uzależnia zużycie pary od różnych faz obciążenia, temperatury pary dolotowej, pobierania pary i t. d., ale miarodajną jest podług oferty nie każda gwarantowana liczba oddzielnie, a średnia arytmetyczna poszczególnych rezultatów. Należałoby więc dla otrzymania rezultatu końcowego wykonać wszystkie próby w warunkach, wymienionych w ofercie, a więc przy obciążeniu 1/4, 1/2, 3/4, 4/4 i t. d.—Wszystkie próby nie dadzą się jednak przeprowadzić w miejscu pracy silnika i dlatego nie osiągnie się rezultatu średniego. Pozatem rezultat średni nie może być istotnym ze względu na to, że dostawca może dowolnie manipulować liczbami ofertowemi dla osiągnięcia dogodnej średniej. Należy więc sprawdzać zużycie pary w każdym poszczególnym wypadku oddzielnie i niezależnie.

Ryzyko dostawcy przy powyższym sposobie załatwiania tranzakcji jest znacznie mniejsze od ewentualnych strat odbiorcy.

Dla przykładu przytoczymy turbinę parową czystą kondensacyjną o mocy 3000 kW., pracu-

jącą 7000 godzin rocznie przy średniem obciążeniu 2000 kW. — Jeżeli zużycie pary będzie o 10% wyższe od gwarancji, to zwiększone zapotrzebowanie węgla rocznie wyniesie 1.000.000 kg, a to stanowi 40000 zł. Przez 10 lat, jako minimalny czas istnienia instalacji zwiększony wydatek na węgiel wyniesie 400.000 zł. Maksymalna kara konwencjonalna za niedotrzymanie gwarancji stanowi 1% ceny turbiny loco wytwórnia za każdy 1% przekroczenia liczby gwarancyjnej z dodatkiem 5% tolerancji.

W przytoczonym więc przykładzie kara konwencjonalna stanowić będzie 5% od sumy 250000 fr. szw., czyli około 20000 zł. Jest to kwota znikoma w porównaniu ze zwiększonym wydatkiem na paliwo i ze względu na koszt całej instalacji parowej.

Te anormalne warunki winny być usunięte zarówno w interesie odbiorcy, jak i dostawcy.

Oferty zawierać powinny liczby konkretne bez dopuszczenia jakichkolwiek tolerancyj i rezultatów średnio arytmetycznych, korektury zaś zużycia pary mogą być uwzględnione jedynie w stosunku do rodzaju używanych przy pomiarach aparatów lub sposobów mierzenia. Kara konwencjonalna za przekroczenie liczb gwarancyjnych powinna być wysoka nie w celu wyzysku, jak podejrzewają dostawcy, ale w celu ochrony dostawców i odbiorców przed nieuczciwą konkurencją, oraz spowodowania wytwórców do budowania turbin parowych bardziej elastycznych, mniej zależnych od różnego rodzaju pracy, temperatury wody i t. d.

Gdyby kara konwencjonalna wynosiła 5% ceny turbiny za każdy przekroczony 1% zużycia pary bez wszelkiej tolerancji, to dostawcy byliby bardziej oględni w posługiwaniu się urojonemi liczbami, a odbiorcy nie byliby narażeni na dotkliwe nieraz straty materjalne.

K. RADŹWICKI, inż.

GOSPODARKA CIEPLNA W HUTNICTWIE.

Por. *Technika Cieplna*, 1929, str. 48.

Rozdział IV Odlewnia Żeliwa.

Dużo zachodzi podobieństw pomiędzy kopulakiem a wielkim piecem, lecz są i zasadnicze różnice, a z nich najważniejszą jest różnica w sposobie prowadzenia spalania w obu piecach.

Gazy spalinowe wielkopiecowe przy wyjściu z pieca posiadają znaczny procent CO (do 31%), przy niskiej zawartości CO_2, jest to wprawdzie niewłaściwe ze względów techniki spalania lecz konieczne dla biegu wielkiego pieca, tem bardzej, że gazy te znajdują dalsze zastosowanie i mogą być odpowiednio wyzyskane. W kopulaku odwrotnie cały wysiłek skierowany jest ku temu, aby otrzymać spalenie możliwie kompletne, t.j. aby w składzie spalin było jak najmniej CO i jaknajwięcej CO_2.

W wielkim piecu gazy spalinowe po wyjściu z przestrzeni spalania, powinny jeszcze w sferze utleniania podtrzymać reakcję

$$CO_2 + C = 2\,CO$$

w kopulaku zaś reakcja ta jest wcale niepożądaną, gdyż jako endotermiczna pochłania ciepło, które powinno być zużyte na topienie.

W kopulaku podobnie jak w wielkim piecu tlen potrzebny do spalania koksu wprowadza się do przestrzeni spalania przez wdmuchiwanie powietrza, którego ilość jest tak obliczona aby spalanie było możliwie kompletne. W celu uniknięcia strat przez utlenianie koksu bezwodnikiem kwasu węglowego należy możliwie jak najprędzej odprowadzić na zewnątrz pieca spaliny, wytworzone w przestrzeni spalania. Możliwe to jest jedynie przez odpowiednią regulację prędkości spalania, co w wysokim stopniu zależy od ilości wprowadzanego powietrza. Otóż jedna z podstawowych reguł racjonalnego prowadzenia kopulaka głosi: w kopulaku pewnej określonej ilości koksu odpowiada pewna określona ilość wdmuchiwanego powietrza, przy której sprawność kopulaka jest największą. Wobec tego przy zmianach obciążenia kopulaka, względnie zmianie ilości dodawanego do namiaru koksu należy również nie zapominać o odpowiedniej zmianie ilości wdmuchiwanego powietrza.

Dobrym miernikiem prędkości przepływu gazów spalinowych przez górne warstwy w kopulaku jest zawartość w spalinach CO_2, CO i temperatura spalin. Dane te powinny być stale kontrolowane i rejestrowane w celu racjonalnego prowadzenia kopulaka.

Obliczanie sprawności kopulaka (*Oelschläger*).

1 *kg* koksu spalając się kompletnie wydziela ok. 7200 ciepł.

1 *kg* surowca przy początkowej temperaturze 15° C potrzebuje do stopienia ok. 230 ciepł.

Wobec tego, teoretycznie, na roztopienie 1 *kg* surowca potrzeba 230 : 7200 = 0,03 *kg* koksu.

Faktyczny rozchód koksu w kopulaku wynosi 13 *kg* na 100 *kg* surowca, czyli na 1 *kg* surowca zużywa się 0,13 *kg* koksu.

$$\text{Sprawność kopulaka } n = \frac{0{,}03}{0{,}13} \cdot 100 = 23\%$$

Rozdział V. Walcownie.

W oddziale walcowni gospodarka cieplna obejmuje dwa czynniki: napęd i piece płomienne.

W sprawie napędu należy zauważyć, że badania ostatnich lat udowodniły, że napęd elektryczny, przy wytwarzaniu energji elektrycznej w nowoczesnych centralach, jest znacznie korzystniejszy od napędu parowego. Ciekawe dane w tym kierunku podaje *Dyckerhoff*. (The Iron Trade Review 1921). Porównywuje on mianowicie sprawność napędu parowego z napędem elektrycznym walcowni przy różnych spółczynnikach sprawności centrali.

W/g *Dyckerhoffa* ogólny spółczynnik sprawności napędu parowego dla starych urządzeń kotłowych i maszynowych wynosi ok. 2,86%, dla maszyn zaś nowoczesnych wynosi już *6,55%*. Dla napędu elektrycznego przy użyciu starych i nieekonomicznych maszyn w centrali, ogólny współczynnik sprawności wynosi 4,77%, czyli mniej od spółczynnika sprawności nowoczesnego napędu parowego. Natomiast znacznie wzrasta ogólna sprawność napędu elektrycznego w centralach nowoczesnych, a więc przy sprawności samej centrali 22%, ogólna sprawność napędu elektrycznego wzrasta do *11,95%*. Nowoczesny więc napęd elektryczny jest prawie dwukrotnie tańszy od nowoczesnego napędu parowego.

Znaczny wpływ na ogólną sprawność walcowni wywiera również stopień ogrzania bloków, mianowicie, bloki mniej ogrzane wymagają więcej energji i czasu i odwrotnie bloki silniej ogrzane dają się walcować z mniejszem zużyciem powyższych czynników.

Jednakże wysokość temperatuy ogrzania bloków jest ograniczona przez przepalanie się materjału oraz rozchód paliwa. Wobec tego należy zawsze przestrzegać najodpowiedniejszej temperatury walcowania, ustalonej w drodze doświadczalnej dla różnych gatunków materjału.

Bardzo często zdarza się w walcowni, że piec płomienny nie nadąża dostarczać odpowiednio ogrzanych bloków, wobec czego powstają przerwy w walcowaniu co wpływa ujemnie na ogólną sprawność. Pochodzi to ztąd, że produkcja pieca nie odpowiada produkcji walcowni. Nienależyte ustosunkowanie urządzeń w tym wypadku jest szkodliwe, gdyż w jednym wypadku powoduje walcowanie zbyt zimnych bloków (lub przerwy w walcowaniu) albo przegrzanie materjału. Produkcja pieca i walcowni powinna w zupełności sobie odpowiadać, t. j. piec powinien dostarczać na jednostkę czasu tyle dobrze ogrzanych bloków ile jednocześnie zdąży przerobić walcownia. Próby podniesienia produkcji zbyt małego pieca przez intensywniejsze doprowadzanie ciepła, są nieekonomiczne i szkodliwe, gdyż zwiększają zużycie paliwa, zmniejszają sprawność pieca (większe straty kominowe) oraz zwiększają ugar (zgar).

Piece płomienne.

Dla ogrzania bloków i kęsów do potrzebnej temperatury (1100—1300°*C*) używa się pieców udarowych lub przetokowych. Jako paliwo służy gaz koksowniany, wielkopiecowy lub generatorowy, albo węgiel spalany w paleniskach półgazowych lub na pył węglowy przyczem piece posiadają zazwyczaj rekuperatory. Zadanie gospodarki cieplnej poza kontrolowaniem sprawności palenisk polega głównie na badaniu i zwalczaniu ugaru.

Ugarem nazywa się strata na wadze bloku, powstała wskutek utleniania się górnych jego warstw. Uniknąć w zupełności ugaru nie można, natomiast można zmniejszyć go do pewnych granic.

Pierwotnie uważano, że głównym czynnikiem utleniającym jest bezwodnik kwasu węglowego zawarty w gazach spalinowych, w celu więc zmniejszenia ugaru starano się przeprowadzać spalanie możliwie najmniej kompletne, aby spaliny zawierały jak najmniej CO_2, jednak w ten sposób ugaru nie zmniejszono, natomiast znacznie zwiększono zużycie paliwa, gdyż powstawały bardzo duże straty kominowe. Obecnie udowodniono, że CO_2 w spalinach żadnego prawie wpływu na wielkość ugaru nie okazuje, wobec czego, jak wymaga zasada racjonalnego spalania, należy przeprowadzać go możliwie kompletnie, w celu zaś zmniejszenia ugaru należy przestrzegać następujących reguł ustalonych na podstawie dłuższych badań:

1. Unikać dłuższego niepotrzebnego przebywania bloków w sferze wysokiej temperatury.
2. Spalanie powinno odbywać się w specjalnych komorach, tak aby na bloki działały bezpośrednio jedynie gorące gazy spalinowe.
3. Utrzymywać najwyższą temperaturę w okolicy okna roboczego, przez które wyjmuje się nagrzane bloki.
4. Utrzymywać stale w piecu pewne nadciśnienie, aby uniknąć zasysania do pieca „dzikiego" powietrza.

Neumann (*St. u. E.*, 1924) podaje, że wartość materjalna 1% ugaru odpowiada prawie wartości 7,5% zużycia węgla.

Ugar normalnie wynosi ok. 2%, więc odpowiada 15% zużycia węgla. Wobec tego badanie i kontrolowanie wielkości ugaru jest jednem z najważniejszych zadań gospodarki cieplnej w walcowni.

Badania i bilans cieplny pieców płomiennych.

W celu zestawienia bilansu cieplnego należy przeprowadzać badania następujące:

1. Zużycie paliwa na 1 *tn* produkcji.
2. Temperatura i ilość wprowadzonego powietrza i pary.
3. Ilość żużla na 1 *tn* produkcji.
4. Straty kominowe (CO_2, CO i temperatura spalin).
5. Ugar na 1 *tn* produkcji.
6. Temperatura ogrzanych bloków.

W celu określenia wielkości ugaru należy dokładnie badać wagę bloków przed i po nagrzaniu. Różnica wagi stanowi właściwy ugar.

Bilans cieplny.

PRZYCHÓD.

1. Ciepło wprowadzone przez paliwo.
2. „ „ „ ogrzane powietrze i parę.

ROZCHÓD.

3. Ciepło zawarte w blokach.
4. Straty w żużlu.
5. „ w wodzie chłodzącej.
6. „ kominowe.
7. „ na przewodnictwo i promieniowanie.
8. Wyzyskane ciepło spalin.

$$\text{Sprawność pieca} = \frac{\text{ciepło zawarte w blokach} + \text{wyzyskane ciepło spalin}}{\text{ciepło doprowadzone przez paliwo, powietrze i parę}}$$

Rozdział VI. Stacje siły na hucie.

Przemysł metalurgiczny w celu wytwarzania energji napędowej ma do rozporządzenia kilka rodzajów paliwa, z których najważniejsze znaczenie mają gazy koksowniane i wielkopiecowe, jako uzyskane ubocznie, przy procesach hutniczych. Pozostaje tylko do rozstrzygnięcia kwestja w jaki sposób gazy te wyzyskać, czy bezpośrednio w silnikach gazowych czy też spalając je pod kotłami w celu wytworzenia pary dla maszyn parowych. Zagadnienie ekonomiczności silników gazowych i maszyn parowych w ciągu dłuższego okresu czasu niepokoiło wszystkich metalurgów i definitywnie rozstrzygnięte być nie mogło. Jeszcze dziś napotkać można w literaturze fachowej dużo głosów przemawiających za jednem lub za drugiem rozwiązaniem zagadnienia. Głównym argumentem, którym posługiwali się zwolennicy silnika gazowego, była znacznie wyższa sprawność tego silnika w porównaniu ze sprawnością ówczesnej gospodarki parowej. Do niedawna argument ten był faktycznie bardzo poważnym, gdyż sprawność gospodarki parowej wynosiła 12—16% przy sprawności silnika gazowego 32%, jednakże obecnie po wprowadzeniu wysokoprężnych kotłów o wydajności 40—60 kg pary z m^2 p. o. i sprawności 85%—87%, sprężonych Brunnerowskich zespołów turbinowych z wyzyskaniem ciepła pary odlotowej do stopniowego podgrzewania wody zasilającej, spółczynnik sprawności gospodarki parowej dorównał, jeżeli nie przewyższył sprawność silnika gazowego.

Biorąc następnie pod uwagę pewne wady silników gazowych, jak wrażliwość na przeciążenie, koszty instalacji i amortyzacji, wymaganie bardzo czystego gazu i t.d. przewaga wypada na korzyść maszyny parowej.

Gospodarka parowa.

W celu wytwarzania pary w warunkach hutniczych używa się najczęściej jako paliwa gazu koksownianego lub wielkopiecowego. Pozatem gospodarka parowa huty ma do dyspozycji w celu wytwarzania pary ciepło odpadkowe, które zazwyczaj marnuje się. Wyzyskanie ciepła odpadkowego ma jeszcze to doniosłe znaczenie, że wywiera znaczny wpływ na podniesienie sprawności agregatu dostarczającego ciepło odpadkowe, a przez to obniża koszty własne produkcji.

Najpoważniejszem źródłem ciepła odpadkowego na hucie jest stalownia, gdyż straty kominowe pieców martenowskich pomimo regeneratorów wynoszą jeszcze 30%—35%, temperatura zaś gazów spalinowych po wyjściu z regeneratorów posiada jeszcze 500°—700° C. Wprawdzie niektóre piece ogrzewalne (płomienne) lub kuźnicze posiadają jeszcze większe straty kominowe (do 70%) lecz z powodu przerywanego ich ruchu oraz niewielkiej stosunkowo ilości spalin mniej się do wyzyskania nadają. W amerykańskich hutach wyzyskanie odpadkowego ciepła spalin pieców martenowskich tak się rozpowszechniło, że kocioł parowy ogrzewany spalinami uważany jest za składową część całej instalacji pieca martenowskiego. Wprawdzie sprawność kotła na spalinach nie jest bardzo wysoką w porównaniu z kotłami o własnem palenisku, lecz biorąc pod uwagę bezpłatne ciepło zawarte w spalinach, korzyści są niezaprzeczalne.

Głównym warunkiem przy wyzyskiwaniu ciepła odpadkowego jest, by spaliny posiadały temperaturę nie niższą od 500° C. W przeciwnym wypadku wyzyskanie ciepła do wytwarzania pary nie opłaca się, można jednak te spaliny wyzyskać w innym calu, mianowicie w celu ogrzewania wody zasilającej kotły parowe, centralnego ogrzewania wodą gorącą lub do ogrzewania powietrza dla suszarń. Poniżej przytaczam kilka danych co do wyzyskania ciepła gazów spalinowych pieców martenowskich do wytwarzania pary w Ameryce i w Niemczech.

Wyniki badań w Donawitz (St. u. E., 1924).

1. Otrzymano pary na *tn* produkcji stal 450 — 500 *kg*, przyczem wyzyskano 45% — 55% ciepła zawartego w spalinach.
2. Rozchód pary na sztuczny ciąg kominowy, w celu otrzymania tej samej wielkości ciągu jak przed ustawieniem kotła wynosi 10% ogólnej ilości pary wyprodukowanej.

Wyniki badań Clements'a i M-c Dermott'a (Iron and Steel Institute).

1. Wyzyskano ciepła zawartego w spalinach 18%—27%.
2. Bilans cieplny pieca martenowskiego wykazał sprawność do 20%.

3. Wyjaśniono, że niskie stosunkowo wyzyskanie ciepła spalin spowodowane było nieszczelnościami w regeneratorach i kanałach, wobec czego spaliny były silnie ochładzane „dzikiem" powietrzem.

4. Użycie sztucznego ciągu wywarło dodatni wpływ na powiększenie produkcji pieca martenowskiego.

5. Ilość otrzymanej pary była wystarczającą do napędu walcowni i przerobienie całej ilości odlanych bloków.

Należy jeszcze zauważyć, że nie każdy typ kotła nadaje się w równej mierze do wytwarzania pary przy pomocy ciepła spalin. Otóż głównym warunkiem jest aby kocioł nie posiadał dużych zbiorników wodnych, jeżeli spaliny zawierają dużo kurzu, korzystniej jest stosować kotły stromorurkowe, gdyż kurz i pył sam opada z rurek opłomkowych tego kotła. Jeżeli spaliny są względnie czyste lepiej jest stosować kotły płomieniówkowe o znacznej pow. ogrzewanej kotła, gdyż kotły te posiadają lepsze warunki zmiany prędkości spalin przy zmianie przekroju kanału przepływu, a więc i korzystniejsze warunki oddawania ciepła przez spaliny.

W Ameryce w powszechnem użyciu są kotły płomieniówkowe głównie z tego względu, że nie wymagają specjalnego obmurowania, chociaż sprawność ich jest niższą od sprawności kotłów stromorurkowych w takich samych warunkach.

Sprawność wyzyskania ciepła odpadkowego.

$$\eta = \frac{\text{ilość ciepła wyzyskana}}{\text{ogólna ilość ciepła zawartego w spalinach}}$$

Zastosowanie palenisk na pył węglowy do wytwarzania pary nie daje większych korzyści i nie ma widoków szerokiego rozwoju, gdyż uwzględniając, że podniesienie kosztów opału przez mielenie węgla wyniesie 18%, dla rentowności instalacji należałoby, aby sprawność kotła również odpowiednio wzrosła, co jednakże jest niemożliwe, gdyż kotły o zwykłych paleniskach posiadają już prawie graniczną sprawność 85%—87%. Z drugiej zaś strony zastosowanie palenisk na pył węglowy wymaga wyższych gatunków cegły ogniotrwałej w palenisku, chłodzenia wodą obmurowania i wogóle znacznych kosztów instalacyjnych, przyczem trwałość instalacji mimo to spada.

Z tych więc powodów nie należy spodziewać się rozwoju zastosowania palenisk na pył węglowy.

Powstały obecnie próby skombinowania paleniska gazowego (na gazie wielkopiecowym) z paleniskiem na pył węglowy z dobremi podobno wynikami. Bliższych szczegółów narazie jednak brak.

(d. n.)

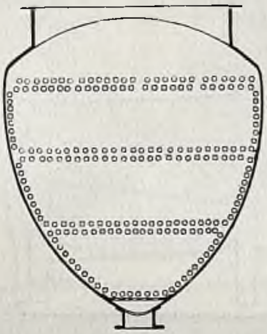
O. OGUREK. inż.

KONDENSACJA POWIERZCHNIOWA.

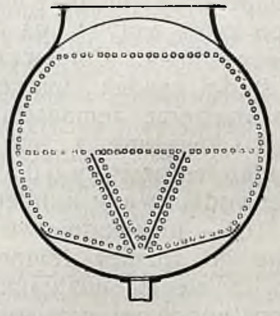
Por. *Technika Cieplna*, 1929, str. 53.

W dalszym ciągu chcę bliżej omówić powyższe wady konstrukcyjne i ich skutki oraz podać konstrukcje zmierzające do ich usunięcia.

1. Z powodu raptownie zwiększającego się początkowo przekroju przepływowego dla pary



Rys. 10.



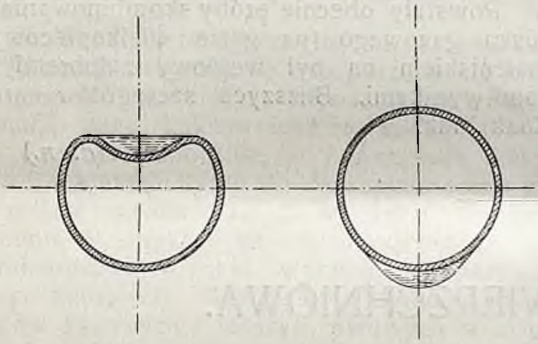
Rys. 11.

przy wejściu jej do kondensatora a następnie powolnego zmniejszania się tego przekroju związanego z występującem skraplaniem pary, prędkość pary bardzo szybko spada, tak że w dolnej części jest ona minimalna.

Doświadczenia wskazały, iż przy skraplaniu się pary, wyzwalające się powietrze, względnie gazy, mają skłonność gromadzenia się w miejscu skraplania, t. j. zbierają się wokoło rur chłodzących, tworząc jakby—płaszcz izolujący, który uniemożliwia dostęp do nich świeżej pary i utrudnia przez to wymianę ciepła między parą a wodą chłodzącą. Oczywistem jest, iż tworzeniu się takiego płaszcza izolującego przeciwstawić się może jedynie szybko przepływająca para, pory-

wająca za sobą powietrze i zbliżająca go do miejsca, skąd jest wysysane pompą. Aby to osiągnąć, uciekano się do budowy kondensatorów o kształcie trójkątnym, względnie jajowatym, jak to uwidocznia rys. 10, w których prędkość pary pozostaje stałą; były on jednak stosunkowo drogie, wobec czego starano się osiągnąć powyższą zaletę w zwykłym kondensatorze cylindrycznym przez zastosowanie odpowiednich przegródek, wskazanych na rys. 11. Jasnem jest jednak, że droga ta nie doprowadziła do zamierzonego celu, gdyż warunki co do prędkości pary, jak i przekrojów przepływowych w ogólności pozostały niezmienne; pozatem wykonania według rys. 10 i 11 mają tę wadę, że wydłużają drogę pary.

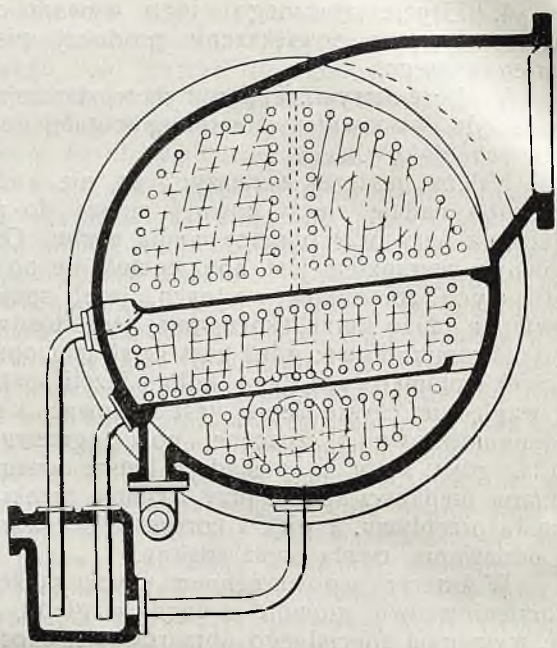
2. Zbyt duże ochładzanie się skroplin powstaje z przyczyny następującej: skropliny, tworzące się na górnym szeregu rur i spadające na dolne, coraz więcej ochładzają się, gdyż spotykają na swej drodze coraz zimniejsze rury (w dolnych szeregach rur przepływa woda zimniejsza). Wada powyższa powoduje to, że zmniejsza się przewodnictwo cieplne rurek chłodzących z powodu skroplin, znajdujących się na ich powierzchni, a z powodu zniżenia się temperatury skroplin, spada średnia temperatura przestrzeni parowej kondensatora, czyli zmniejsza się średni spadek temperatury (od pary do wody) w kondensatorze, co znów wpływa na dalsze pogorszenie wymiany ciepła. Ponieważ w warunkach normalnych średni spadek temperatury wynosi około 10°, to obniżenie temperatury przestrzeni parowej o 1° i związane z tem zmniejszenie średniego spadku temperatury o 0,5° powoduje pogorszenie przewodnictwa w kondensatorze około 5% (0,5° na 10°— przewodnictwo jest wprost proporcjonalne do różnicy temperatur). Mając na względzie, iż ciepło, odebrane od skroplin, musi być, przy ponownej zamianie ich na parę znów doprowadzone w podgrzewaczu lub kotle, staje się jasnem, iż otrzymanie skroplin o możliwie wysokiej temperaturze musi być brane pod uwagę przy racjonalnej konstrukcji kondensatora, jak również budowie całego urządzednia kondensacyjnego, gdyż przez to osiąga się polepszenie sprawności siłowni.



a. b.

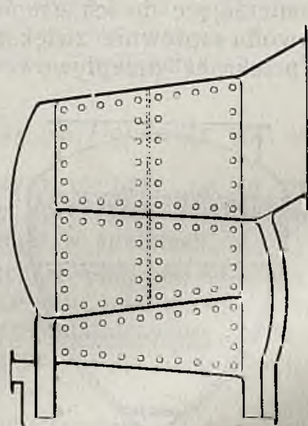
Rys. 12 (a). Ry. 12 (b).

Ostatnio wymienione wady starano się usunąć w różny sposób. Z nich wymienię sposób stosowany przez „*Mirrlees Watson Co*". w tak zwanym kondensatorze „*Dripless*", w którym



Rys. 13.

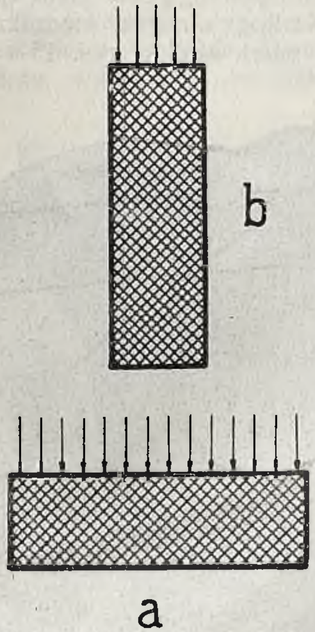
rury chłodzące mają kształt wskazany na rys. 12a i które w kierunku podłużnym są nieco nachylone, przez co skropliny, zabierające się w zagłębieniu rury, odprowadzane są ku końcowi przestrzeni parowej kondensatora. Choć przytem górna powierzchnia chłodząca rurki niewiele mniej jest zwilżona skroplinami niż przy zwykłym kształcie rur chłodzących (patrz rys, 12b), jednakże możność zbierania skroplin w miejscu bezpośredniego skraplania się pary (uwidoczniają to rys. 13



Rys. 14.

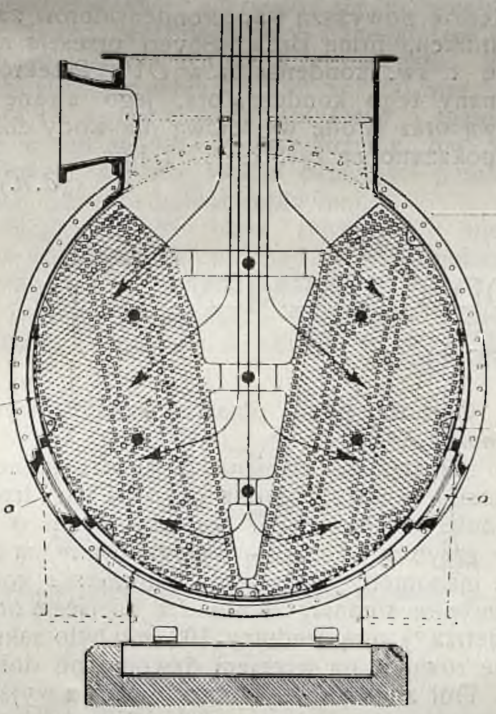
i 14), a więc przy wyższej temperaturze, stanowi bardzo ważną zaletą tych kondensatorów. Wadą natomiast jest utrudnione oczyszczanie ich rurek chłodzących i znaczna w porównaniu z innemi cena. Pozatem konstrukcja ta zmierza do

usunięcia wady, wymienionej w punkcie 1, t. j. do zmniejszenia przekroju przepływowego w kie-



Rys. 15 (a i b).

runku przepływu pary, powoduje to jednak znów tak niepożądane wydłużenie drogi pary.

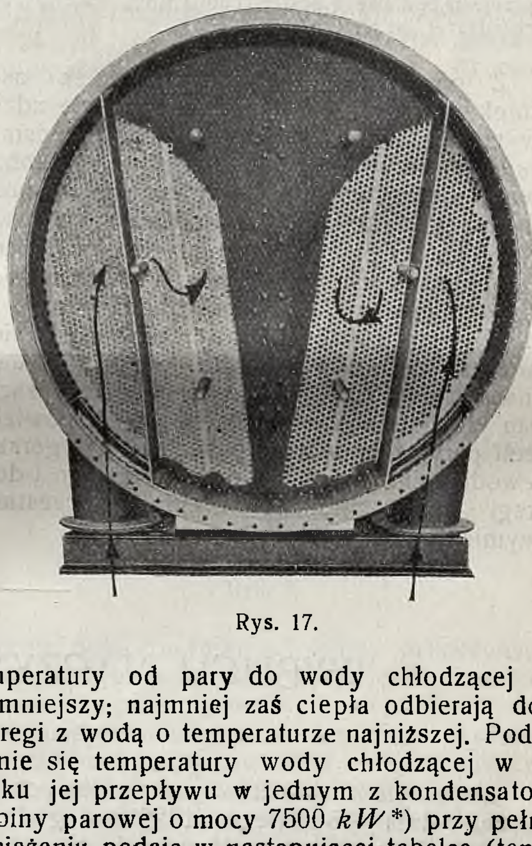


Rys. 16.

3. W kondensatorach według rys. 9-go, szczególnie w bardzo dużych wykonaniach, które na swej długości mają dwie lub więcej płyt oporowych dla rurek chłodzących, pozostają niewielkie przekroje przepływowe dla pary (tylko mała wolna przestrzeń ponad rurkami), co powoduje, że końcowe części powierzchni chłodzącej rurek kondensatora przyjmują bardzo mały udział w przewodnictwie ciepła.

4. Ostatnio wymieniona w powyższem streszczeniu wada zwykłego kondensatora jest jednocześnie i jego wadą największą. Występuje ona szczególnie w dużych jednostkach, gdyż wtedy kondensator ma bardzo dużo szeregów rur w kierunku przepływu pary.

Powszechnie wiadomo, że różne szeregi rur takiego kondensatora przyjmują różny udział w przewodnictwie ciepła. Najwięcej ciepła odbierają szeregi położone najbliżej miejsca wlotu pary do kondensatora, choć przepływa przez nie woda chłodząca o najwyższej temperaturze i spadek



Rys. 17.

temperatury od pary do wody chłodzącej jest najmniejszy; najmniej zaś ciepła odbierają dolne szeregi z wodą o temperaturze najniższej. Podniesienie się temperatury wody chłodzącej w kierunku jej przepływu w jednym z kondensatorów turbiny parowej o mocy 7500 *kW* *) przy pełnem obciążeniu podaję w następującej tabelce (temperatura była mierzona przy wejściu wody chłodzącej do kondensatora, potem po pierwszym przepływie jej przez kondensator, następnie po drugim i wreszcie po trzecim, t. j. przy wyjściu jej z kondensatora):

Części powierzchni chłodzącej kondensatora	1	2	3
Podniesienie się temperatury wody chłodzącej	0,2°	2,2°	6,5°

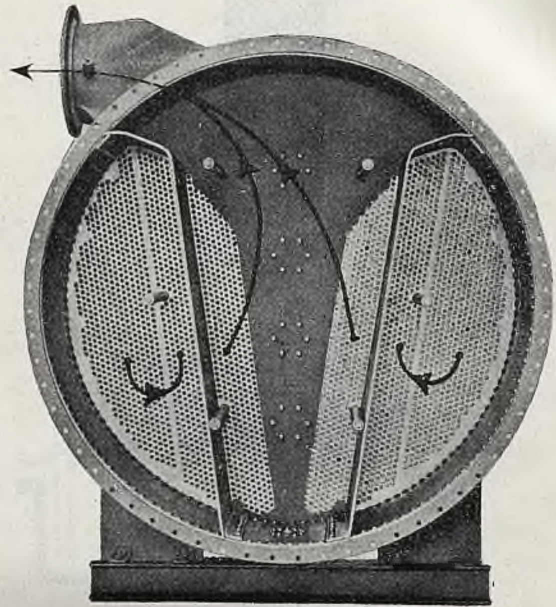
*) Patrz Oberflächen-Kondensationsanlagen, Brown-Boveri, wrzesień 1928 r.

Ponieważ przez wszystkie części kondensatora przepływa ta sama ilość wody chłodzącej, to przenoszona każdorazowo ilość ciepła proporcjonalna jest do podniesienia się temperatury wody chłodzącej. Jeżeli przyjąć jeszcze pod uwagę, że pierwsza część kondensatora miała najwięcej rurek chłodzących, druga—mniej, trzecia — najmniej, to różnice będą jeszcze większe, jak to uwidocznia następująca tabelka:

Części powierzchni chłodzącej kondensatora	1	2	3
Podniesienie się temp. wody chłodzącej	0,2°	2,2°	6,5°
Przeniesiona ilość ciepła w %% całej ilości ciepła	2,3%	24,7%	73%
Przeniesiona ilość ciepła, w razie przyjęcia pod uwagę powierzchni chłodzącej każdej części . . .	1,8%	22,2%	76%

Z powyższej tabelki wynika, że około $^1/_3$ rurek chłodzących nie przyjmuje prawie udziału w wymianie ciepła. Gorzej jeszcze przedstawia się sprawa przy obciążeniu częściowem. Zaobserwowane zjawisko można wytłómaczyć w sposób następujący: para wylotowa, omywając spotykane w kierunku jej przepływu coraz to nowe szeregi rurek chłodzacych, częściowo kondensuje się, częściowo zamienia się w mieszaninę pary i powietrza, przyczem zawartość tego ostatniego w mieszaninie staje się coraz większą w miarę posuwania się wgłąb kondensatora. tak że zachodzi tu już potrzeba ochładzania więcej powietrza aniżeli pary, a ponieważ powietrze jest gorszym przewodnikiem ciepła niż para, to dlatego i dolne szeregi rurek chłodzących mniej uczestniczą w wymianie ciepła, niż górne.

Dla umożliwienia jednakowego brania udziału w wymianie ciepła możliwie wszystkim rurkom chłodzącym, należy je w kondensatorze odpowiednio uszeregować, gdyż jasne jest, iż, przy podanym według strzałek kierunku przepływu pary, wiązki rurek według rys. 15-a będą lepiej



Rys. 18.

wyzyskane, aniżeli według rys. 15-b. Mając na względzie powyższą wadę kondensatorów zwykłej konstrukcji, firma Brown-Boveri przeszła na budowę t. zw. kondensatorów *OV*. Przekrój poprzeczny tego kondensatora, jego stronę wejściową oraz stronę wyjściową dla wody chłodzącej pokazano na rys. 16, 17 i 18.

(d. n.)

WYBUCH NACZYNIA POD CIŚNIENIEM.

(Druga eksplozja w 1929 roku)

W jednym z zakładów przemysłowych pod Kielcami dnia 15 lutego 1929 r. o godz. 14 eksplodował zbiornik powietrza pod ciśnieniem.

Zbiornik ten — oznaczony na planie literą *Z* — wraz z kompresorem *K* i motorem elektrycznym *M* — stał w oddzielnem pomieszczeniu murowaniem o lekkim dachu, (rys. 1).

Zbiornik zbudowany, z 6 dzwon o długości (wysokości) 950 *mm* każde, a więc o ogólnej wysokości 5,900 *mm* i o wewnętrznej średnicy 1200 *mm*, posiadał szwy podłużne dzwon—jednorzędnie nitowane w narzutkę i dzwona połączone pomiędzy sobą teleskopowo zapomocą jednorzędnych szwów.

Dennice wyoblone, prawie płaskie, o bardzo dużym promieniu wypukłości i bardzo małym promieniu wyoblenia.

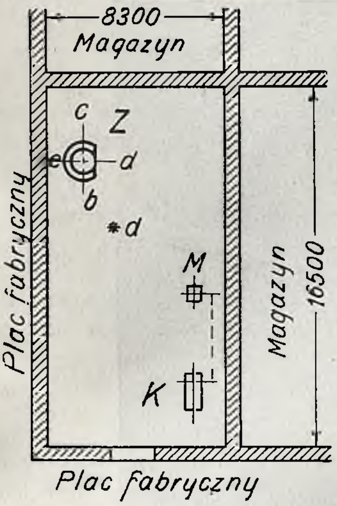
Grubość blach płaszcza i dennic wynosiła 12 *mm*.

Maksymalne ciśnienie powietrza w zbiorniku wynosiło 4 *atn*. Zbiornik posiadał na trzeciem dzwonie od dołu zawór bezpieczeństwa o średnicy grzybka 48 *mm* — wyregulowany na 4 *atn*, oraz manometr. Połączenie zbiornika z kompresorem rurą średnicy 75 *mm* i z miejscem odbioru powietrza*) rurą średnicy 100 *mm* było uskutecznione również na trzeciem dzwonie od dołu.

Dół zbiornika był obmurowany z wyjątkiem strony oznaczonej przez *a*, jak pokazano na rys. 1, gdyż w tem miejscu w zbiorniku znajdował się otwór włazowy.

*) Powietrze pod ciśnieniem używano do czyszczenia odlewów i w emaljerni.

Na czwartem dzwonie od dołu zbiornik posiadał dużą łatę; niewątpliwie zbiornik pochodził ze starego kotła, a łata prawdopodobnie zamykała otwór po dawniejszym kołpaku (zbiorniku pary). Wspomniany wyżej otwór włazowy na pierwszem od dołu dzwonie został prawdopodobnie wykonany naskutek nadania



Rys. 1.

walczakowi przeznaczenia pionowego rezerwuaru na sprężone powietrze.

Wybuch nastąpił przy pracy kompresora. Podczas wybuchu oderwało się na wyobleniu górne denko, przebijając dach i łamiąc trzy krokwie *k*, (rys. 2) po stronie *b*, rezerwuaru. Krokwie posiadały przekrój 150 $\times$ 150 *mm*, były odległe od siebie o około 1500 *mm*, i rozmieszczone w ten sposób, że przedłużenie osi kotła znajdowało się po środku odległości pomiędzy dwiema odpowiedniemi krokwiami.

Denko spadło obok zbiornika w miejscu „*d*" w odległości około 3 metrów od osi zbiornika.

Wypadku z ludźmi nie było.

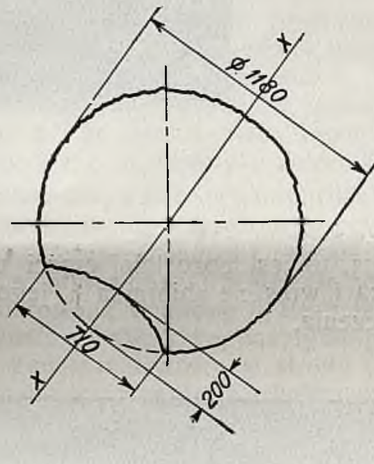
Denko po wybuchu przedstawiało się jak pokazano na rysunku 3: okrągły kawałek blachy



Rys. 2.

o średnicy 1180 *mm*, z wyrwanem miejscem o długości według cięciwy 710 *mm*, o szerokości 200 *mm*. Denko robiło wrażenie płaskiej blachy zlekka zgiętej według linji *xx* tak, że obie połowy blachy podzielone linją *xx* tworzyły kąt około 160°. Zgięcie denka nastąpiło prawdopodobnie podczas przebijania dachu i łamania krokwi. Denko posiadało na całej długości blachy świeży złom, tylko w miejscu wyrwania kawałka na długości, oznaczonej wymiarem 720 *mm* (rys. 3), na pozostałej zaś części obwodu, stanowiącej przeszło 80% całego obwodu okręgu koła średnicy 1180 *mm*, widniało świeże pęknięcie od zewnątrz, grubości średnio 2 *mm*, a na pozostałej części grubości średnio 10 *mm* od wewnątrz; blacha na przełomie była zardzewiała, co świadczyło o dawnem pęknięciu blachy w tych miejscach. Na wymiarze grubości blachy denka na całym obwodzie widać liczne mniejsze lub większe rozwarstwienia; na denko użyto prawdopodobnie blachy z żelaza zgrzewnego, złego gatunku.

Oględziny zbiornika wykazały, iż: 1) brakujący kawałek blachy denka, oznaczony na rys. 3 wymiarami 710 *mm* i 200 *mm* pozostał przy cylindrycznej, przynitowanej do płaszcza zbiornika, części dna i znajdował się od strony oznaczonej na rys. 1 lit. *b;* 2) manometr został oberwany i zdruzgotany przez spadającą belkę. 3) obmu-



Rys. 3.

rowanie dołu zbiornika od strony oznaczonej na rys. 1 literą *b* pęknięte — pęknięcie pionowe — przechodzi przez połowę poziomego wymiaru (grubości) obmurza przez całą jego wysokość.

Wybuch naczynia miał miejsce przy normalnem ciśnieniu 4 *atn* co stwierdzają obecni w miejscu odbioru sprężonego powietrza na podstawie wskazań manometru tam umieszczonego na przewodzie, oraz obecny maszynista przy kompresorze stojącym w pobliżu zbiornika, który eksplodował. Według oświadczenia maszynisty strzałka na manometrze nie dochodziła do 4 *atn*, a zawór bezpieczeństwa nie przepuszczał powietrza, czemu zawsze towarzyszy donośny syk.

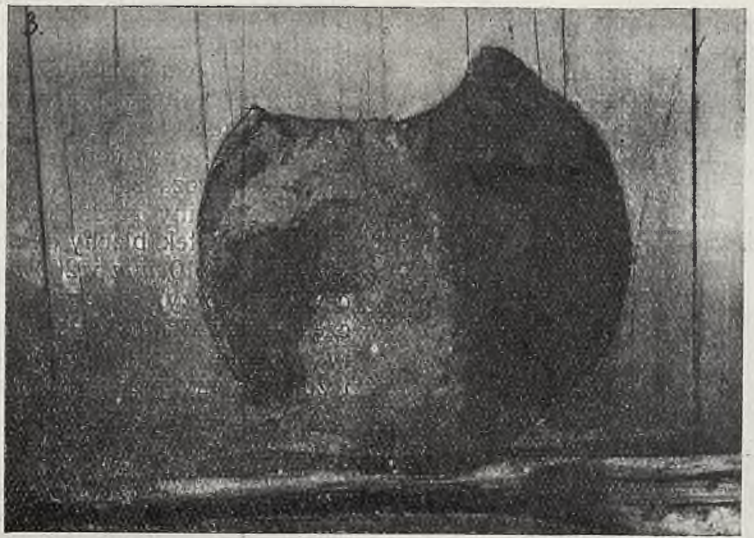
Niezależnie od zeznań personelu zostało przez inż. Doz. Kotłów stwierdzone, wkrótce po wybuchu, iż stan zaworu bezpieczeństwa przy rezerwuarze jest dobry,*) a w parę dni później,

*) Stwierdzono mianowicie: swobodę podnoszenia się grzybka i obecność zabezpieczenia ciężaru od przesuwaku ńicwo koinsnęi dźwigni.

iż zawór ten otwiera się przy ciśnieniu powietrza nieco mniejszem jak 4 *atn*, i że przy 4 *atn* zupełnie wyraźnie przepuszcza powietrze. Rys. 4, 5 i 6 przedstawiają fotografje oderwanej części denka od wewnątrz, cylindrycznego pierścienia

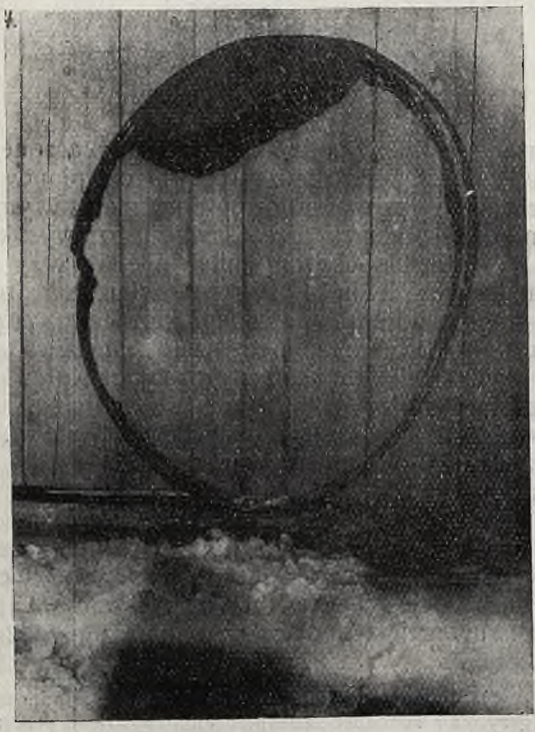
Przyczyna wybuchu i okoliczności towarzyszące wybuchowi.

Dzięki gwałtownemu przejściu od części cylindrycznej do płaskiej (względnie do sferycznej o bardzo dużym promieniu) początkowo,



Rys. 4.

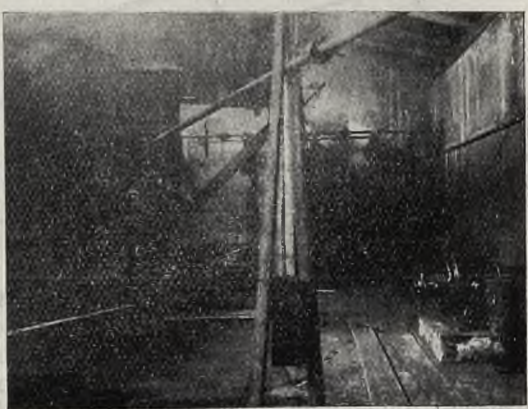
od zewnątrz, to jest pozostałej części uszkodzonego denka i wreszcie zbiornika i jego najbliższego otoczenia,



Rys. 5.

kiedy jeszcze pęknięcia w wyobleniu nie było, na wyoblenie prócz rozciągających działały napięcia wybitnie zginające. Naprężenia rozciągające włókien wewnętrznych w wyobleniu są większe od ściskających włókien zewnętrznych, przyczem stosunek absolutnych wielkości naprężeń włókien wewnętrznych do zewnętrznych pochodzących od zginania rośnie szybko ze zmniejszeniem promienia wyoblenia i zwiększeniem grubości blachy dennicy. Na tem tle powstało, stopniowo zwiększające się, dawne pęknięcie dennicy na grubości 10 *mm;* pękaniu temu sprzyjało zmienne ciśnienie i mała ciągliwość żelaza użytego na dennicę.

Po zapoczątkowaniu, pęknięcie zwiększało



Rys. 6.

się szybko pod wpływem „działania karbu". Brak pęknięcia wyoblenia na długości 710 *mm* zawdzięcza się najprawdopodobniej głównie niejednolitym własnościom materjału całego dna i przypadkowo większej ciągliwości blachy w tem miejscu *).

Przed samym wybuchem siła odrywająca denko wynosiła:

$$p = 4 \cdot \frac{\pi \cdot 118^2}{4} = 4 \cdot 10935{,}9 = 43744 \; kg.$$

Powierzchnia świeżego pęknięcia (o ile przyjąć pęknięcie 2 *mm* na całym okręgu koła średn. 1180 *mm*) wynosi:

$$F = 0{,}2 \cdot \pi \cdot 118 = 0{,}2 \cdot 370{,}71 = 74{,}142 \text{ ok. } 74 \; cm^2$$

Zważmy na to:

1) iż siła p przypadająca na 1 cm^2 świeżego pęknięcia wynosi tylko

$$p = \frac{43744}{74} = \text{około } 592 \; kg/cm^2$$

2) że jeżeli powierzchni świeżego pęknięcia, nachylonej pod kątem 45° (środek wyoblenia przy płaskiem dnie) do osi walczaka przypiszemy rozrywanie siłą

$$p \cdot \cos 45^0 = 43744 \; kg \cdot 0{,}70711 = 30900$$

i ścinanie siłą

$$p \cdot \sin 45^0 = 43744 \; kg \cdot 0{,}70711 = 30900$$

to naprężenie normalne wynosi zaledwie $\sigma = \frac{30900}{74} = 417{,}5 \; kg/cm^2$ jak również i naprężenie styczne $\tau = \frac{30900}{74} = 417{,}5 \; kg/cm^2$

3) Samo zjawisko zginania (rozpatrywane jako odosobnione) na przekrój o wysokości 0,2 *cm* nie grało decydującej roli w oderwaniu się dennicy. Rozpatrując tutaj zjawisko zginania jako odosobnione, można wysokość zginanego przekroju 0,2 *cm* porównać z grubością blachy zginanej wynoszącej 0,2 *cm*.

*) Aczkolwiek warunki, w jakich zbiornik pracował przed użyciem go jako zbiornika sprężonego powietrza jako przyczyny tego zjawiska, mogą mieć również pewien stopień prawdopodobieństwa; a więc: 1) w walczaku poziomym na końcach podpartym (przeginającym się ku dołowi) nie ogrzewanym wcale lub ogrzewanym równomiernie, górne części wyoblenia dennic są przy wewnętrznem ciśnieniu w kotle mniej narażone na pęknięcie jak dolne 2) przy podgrzewaniu dołu poziomo leżącego walczaka dolna część wyoblenia dennicy jest narażona więcej na pękanie jak górna, o ile zachodzą częste zmiany w temperaturze blachy spodu leżącego walczaka.

Dno wykonane z takiej blachy poddałoby się w pierwszej chwili działania ciśnienia odkształceniom trwałym, powodującym taką zmianę kształtu dna, przy której zjawisko zginania w następnych okresach pracy zmniejszyłoby się znacznie.

Jak widać, okoliczności towarzyszące pracy rezerwuaru i denka, ujęte w trzy powyższe punkty, nie mogły być wyłączną przyczyną eksplozji.

Oderwanie denka nastąpiło pod wpływem „działania karbu" zawdzięczanego staremu pęknięciu. Ostre wcięcie w blasze powoduje powstawanie spotęgowanych naprężeń przy końcu wcięcia, teoretycznie nieskończenie wielkich — praktycznie bardzo dużych, im materjał jest mniej ciągliwy. Te bardzo duże naprężenia powodują w pewnym momencie gwałtowne prucie się materjału, kiedy średnie naprężenie (przy rozciąganiu całego, a przy zginaniu połowy) przekroju osiągnęło pewną, zazwyczaj niezbyt dużą, wielkość.

Ponieważ denko oderwało się z początku na łuku *a c e* zaś na samym końcu w punkcie *b*, (rys. 1) to prócz ruchu postępowego, według przedłużenia osi zbiornika, denko posiadało jeszcze ruch obrotowy około punktu *b*. Tą okolicznością tłomaczy się, iż krokwie zostały połamane od strony *b* i że denko miało więcej szans spaść od strony *b* niż od strony *c* zbiornika.

Denko, odrywając się z początku od strony *c*, spowodowało wypływ sprężonego powietrza strumieniem, skierowanym górną częścią w stronę *c*. Reakcja wypływu powietrza dawała poziomą składową skierowaną w stronę *b*. Reakcja ta, względnie jej pozioma składowa, dążyły do przesunięcia górnego końca rezerwuaru w stronę *b*, obracając dolny obmurowany koniec względem osi (linji) *a c*. Podczas nacisku rezerwuaru na obmurze od strony *b*, takowe pękło.

Opisany wypadek na szczęście nie pociągnął za sobą ofiar w ludziach, mógł jednak pozabijać i ranić,—dzięki spadającym szczątkom dachu—ludzi znajdujacych się w pomieszczeniu zbiornika i w pobliżu tego pomieszczenia na placu fabrycznym. Najprzykrzejszemi konsekwencjami tego wypadku dla przedsiębiorstwa tym razem jest przerwanie pracy odpowiednich oddziałów.

Wypadek ten wraz z wielu innemi dowodzi, jak doniostej wagi jest sprawa systematycznego dozoru naczyń pod ciśnieniem przez rzeczoznawców. Inżynier rewidujący naczynie, oddawna niedopuściłby do pracy zbiornika o dennicy w takim stanie, przez co uniknięto by strat materjalnych i narażenia na szwank zdrowia i życia zatrudnionego w fabryce personelu.

Z. K.

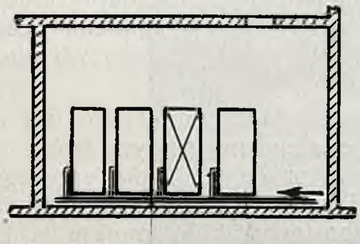
T. SZENIC Inż.

O WYBUCHU BĘBNA KROCHMALARKI.

(Trzecia eksplozja naczynia pracującego pod ciśnieniem w 1929 roku).

Dnia 20 lutego r. b. około godz. 11-ej nastąpił wybuch bębna krochmalarki, powodując okaleczenie dwóch robotników oraz wybicie szyb w budynku.

Krochmalarka powyższa wraz z 3-ma innemi znajdowała się w sali dla krochmalenia osnów i na załączonym rysunku oznaczona jest krzyżem.

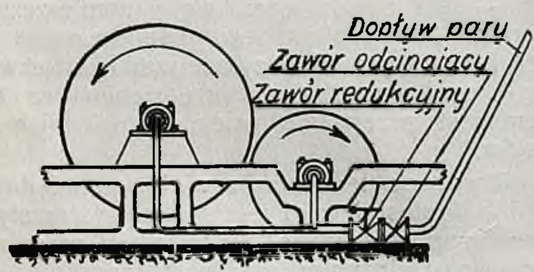


Rys. 1.

Maszyna składa się z dwóch wolno obracających się bębnów (rys. 2), ogrzewanych parą o płaszczach z blachy miedzianej grub. 2,13 *mm*, jeden o średnicy 1800 *mm*, drugi 1240 *mm* jednakowej długości 1500 *mm*—i powinna pracować przy ciśnieniu 1,5 *atn*.

Roku budowy maszyny jakoteż fabryki budującą ustalić się nie dało; maszyna jednak zbudowana i ustawiona była jeszcze przed wojną.

Podłużne łączenia blachy płaszcza bębnów dokonane jest w proste ząbki z zakładką (rys. 3 i 3-a) zapomocą lutowania; większy bęben ma dwa podłużne szwy.



Rys. 2.

Boczne tarcze bębnów są z blachy żelaznej, przyczem u rozerwanego dużego bąbna tarcze posiadają grubość 6,5 *mm* i wykonane są według rysunku 4 i złączone między sobą zapomocą 12 okrągłych ankrów grubości $^7/_8''$.

Połączenie płaszcza bębna z tarczami na ostre gięcie jest przedstawione na rys. 5.

Para do powyższych bębnów jest doprowadzona wspólnym przewodem 2″ z kotłów parowych o ciśnieniu 6 *atn*; na przewodzie tym niema żadnego manometru.

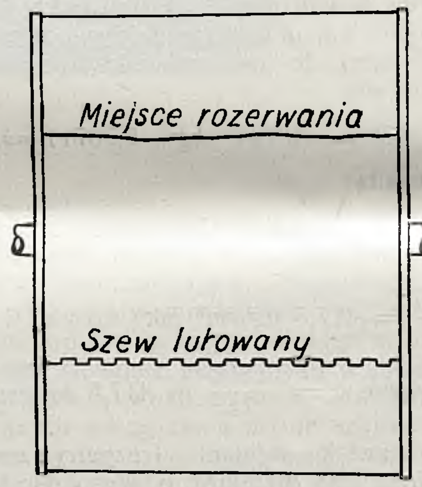
Z wyżej wskazanego przewodu idą odgałęzienia $1^1/_4''$ do każdej krochmalarki.

Na każdem odgałęzieniu znajduje się zawór ręczny poza którym jest umieszczony ponad podłogą zawór redukcyjny, mający za zadanie redukowanie ciśnienia z 6 *atn* na 1,5 *atn*.

Schemat połączeń doprowadzających parę do krochmalarki jest przedstawiony na rys. 2.

Dopływ pary do bębnów i odpływ pary (skroplin) widać z rys. 4.

Zawór redukcyjny umieszczony jest tak nisko w przejściu, że przechodząca obsługa maszyny może potrącać go lub spowodować zepsucie, względnie nawet ręcznie zwiększać ciśnienie robocze maszyny.



Rys. 3.

Zawór powyższy, zbadany po wypadku, był w stanie niezdatnym do użytku.

Na zaworze redukcyjnym od strony niskiego ciśnienia była rurka do manometru; rurka ta po wypadku odłamała się, a manometr znaleziono obok.

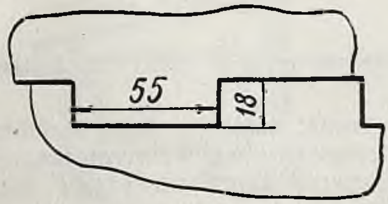
Sam manometr o średnicy 80 *mm* z kreską czerwoną na 1,5 *atn*, sprawdzony po wypadku pokazywał prawidłowo, aczkolwiek wskazówka jego niezupełnie schodziła na zero.

Na przewodzie do bębnów krochmalarki nie było zaworu bezpieczeństwa.

Podczas wypadku większy bęben został rozdarty wzdłuż tworzącej cylindra lecz nie

w miejscu lutowania, a w odległości mniej więcej 1 *m* od szwu (rys. 6 i 7).

Na linji rozdarcia w jednem miejscu widać lokalne uszkodzenie — wyżarcia blachy płaszcza



Rys. 3a.

w jednym punkcie zalano na większej powierzchni lutem.

Na linji szwów od wewnątrz bębna widać również pasy, zalane dość grubą warstwą cyny.

Rozerwany przy wypadku płaszcz bębna jednym końcem został zadarty w górę i odchylony ku przodowi maszyny, łamiąc oszalowanie deskowe nad maszyną.

Przy wypadku jedna z ram żeliwnych, na których są osadzone bębny, pękła.

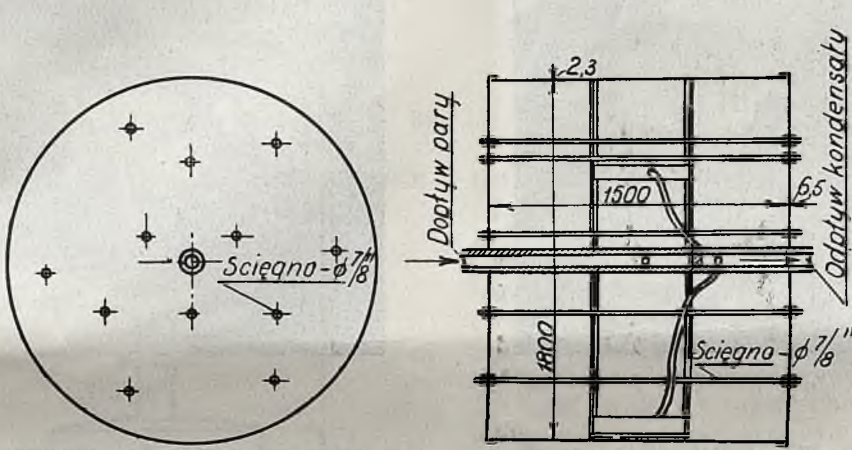
Tarcze uszkodzonego bębna są nieznacznie powyginane.

Płaszcz mniejszego bębna jest pofalowany i tarcze wydęte.

Przechodząc do przyczyny wypadku należy uznać, że oczywiście spowodowało go nadmierne ciśnienie, nie regulowane przez źle lub wcale niedziałający zawór redukcyjny, lub może nawet rozmyślnie ręczną regulacją podniesione przez obsługujących maszynę dla przyśpieszenia pracy.

Brak zaworu bezpieczeństwa na niskiem ciśnieniu pogorszył sytuację o tyle, że nie zapobiegł możliwości przekroczenia ciśnienia roboczego.

Przechodząc do obliczeń, widzimy:



Rys. 4.

Firma budująca widziała się prawdopodobnie zniewoloną zalać cyną pierwsze miejsce — wskutek przeciekania wody przez szczeliny w miedzi, zaś drugie miejsca—wskutek niezupełnego „chwycenia" na szwie lutu. Nakładanie na blachę miedzianą, zwłaszcza porowatą, cyny nie jest wskazane, wpływa to bowiem ujemnie na jest trwałość.

Pozatem wycięte dwa kawałki blachy płaszcza wykazują znaczną niejednolitość w grubości, jak to widać w następującego zestawienia:

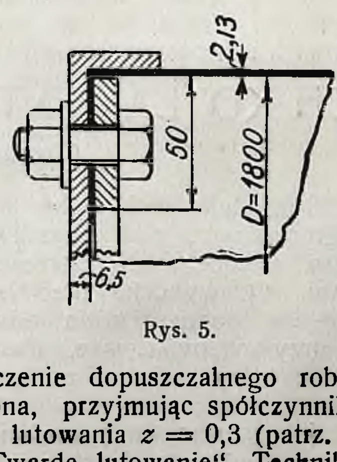
	I kaw.	II kaw.	Razem
grubość minimalna	1,83	1,97	1,83
grubość maximalna	2,14	2,59	2,59
grubość przeciętna w szeregu pomiarów	1,97	2,27	2,13

S max różni się od *S* min o 41%
S max różni się od *S* przec. o 22%
S min różni się od *S* przec. o 14%

Zarówno zatem zalewanie powierzchni blach cyną, spowodowane zapewne ich porowatością, jak znaczna nierówność ich grubości, świadczą o poślednim gatunku materjału.

Przyjmując temperaturę blachy 130° C jako odpowiadającą 1,5 — 2 atn, przy wytrzymałości miedzi 21,5 kg/mm², otrzymamy dla pełnej blachy ciśnienie rozrywające według wzoru:

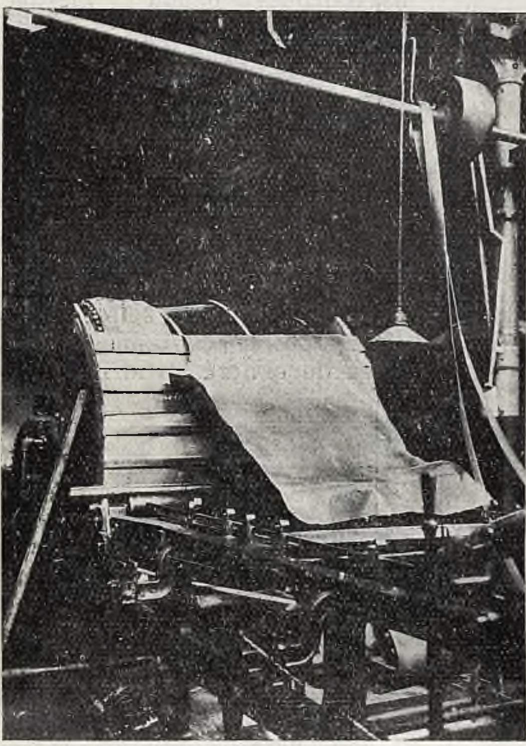
$$p = \frac{200\ K.\ S.}{D} = \frac{200 \times 21{,}5 \times 2{,}13}{1800} = 5{,}09\ atn.$$



Rys. 5.

Obliczenie dopuszczalnego roboczego ciśnienia bębna, przyjmując spółczynnik osłabienia w miejscu lutowania $z = 0{,}3$ (patrz. Inż. *K. Blzański* „Twarde lutowanie" Technika Cieplna,

1928, str. 94, oraz Inż. *W. Łoskiewicz* i *Z. Jasiewicz* „O wytrzymałości szwów twardo lutowanych blach miedzianych" Technika Cieplna, 1928, str. 136) i spółczynnik bezpieczeństwa $x = 5$ (analogicznie jak przy szwach spawanych kotłów parowych i zachowując $S = 2{,}13$ *mm*—otrzymamy:



Rys. 6.

$$p = \frac{200\ K z S}{D x} = \frac{200 \times 21{,}5 \times 0{,}3 \times 2{,}13}{1800 \times 5} = $$
$$= 0{,}305 \ atn.$$

Używając wzoru niemieckich przepisów dla aparatów parowych

$$p = \frac{200\ K z\ [S - 02,\ (6 - S)]}{D x}$$

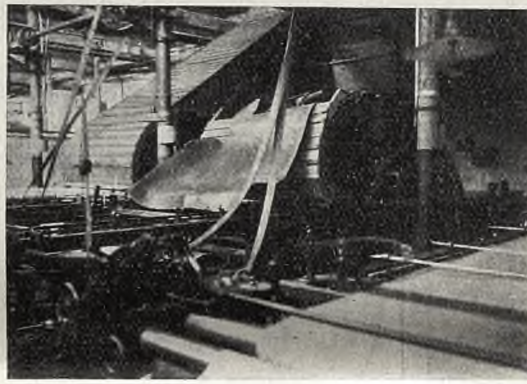
gdzie $z = 0{,}3$; $x = 4{,}5$

$$p = \frac{200 \times 21.5 \times 0{,}3\ [2{,}13 - 0{,}2\ (6 - 2.1.3)]}{1800 \times 4{,}5} =$$
$$= 0{,}216 \ atn.$$

otrzymujemy jeszcze nieco mniejsze ciśnienie robocze.

Słuszność ustalenia dopuszczalnego ciśnienia roboczego według wzoru pierwszego potwierdza obliczenie tarcz powyższej krochmalarki, które biorąc pod uwagę usztywnienia ich wykazują dopuszczalne robocze ciśnienie około 0,35 *atn*, zatem widzimy zgodność konstrukcyjną poszczególnych części.

Z powyższych obliczeń wynika, że bębny krochmalarki niefachowo obliczone i wykonane



Rys. 7.

z wątpliwego materjału, nie powinny pracować przy ciśnieniu roboczem 1,5 *atn.*, ciśnienie zaś panujące w głównym przewodzie 6 *atn* było dla dużego bębna wprost zabójcze.

Jako wniosek z załączonego badania należy uznać, pomijając sprawę stałego dozoru naczyń pracujących pod ciśnieniem, konieczność sprawdzenia pracujących w Łodzi naczyń pod ciśnieniem, gdyż duża ich ilość pracuje pod niewłaściwem ciśnieniem roboczem.

W. ŻYWOCKI inż. i K. BORKOWSKI inż.

WYBUCH KOTŁA CENTRALNEGO WODNEGO OGRZEWANIA.

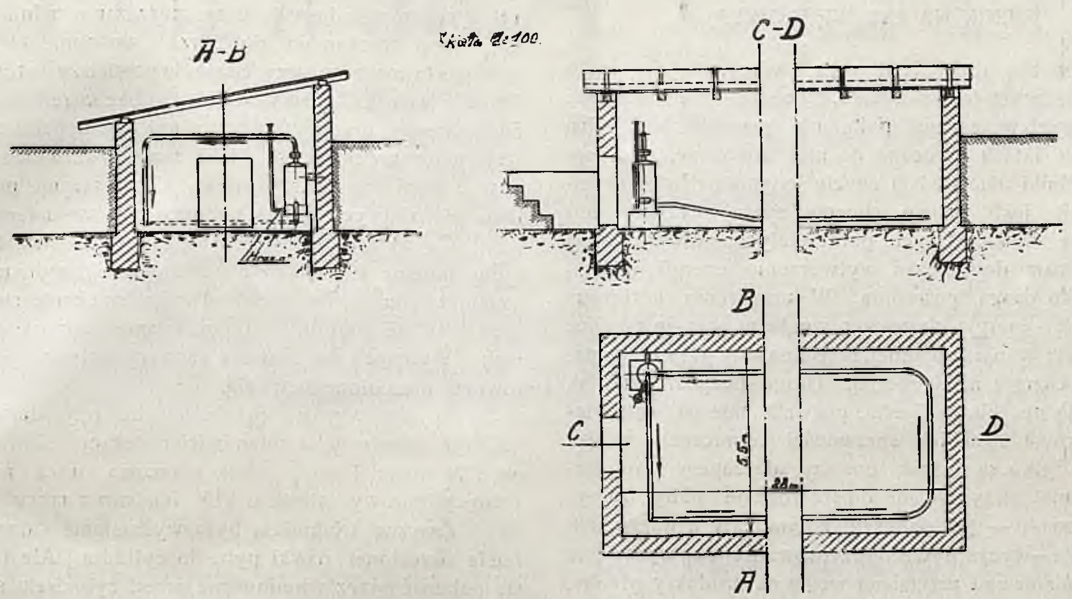
(Czwarta eksplozja w 1929 roku).

Dnia 28 grudnia 1928 roku w pewnym zakładzie ogrodniczym, pod Warszawą nastąpił wybuch kotła, służącego do ogrzewania wodnego cieplarni. Od wybuchu pięć osób, znajdujących się w pobliżu kotła odniosło poparzenia, — trzy osoby lżejsze, dwie zaś bardzo ciężkie, z których jedna po paru dniach zmarła.

Kocioł, jako służący do ogrzewania wodnego i jako taki nie będący pod dozorem Stowarzyszenia Dozoru Kotłów, siłą wybuchu został wyrzucony przez dach na odległość 60 *m* od cieplarni, przyczem dach cieplarni składający się z ram szklanych został częściowo zerwany.

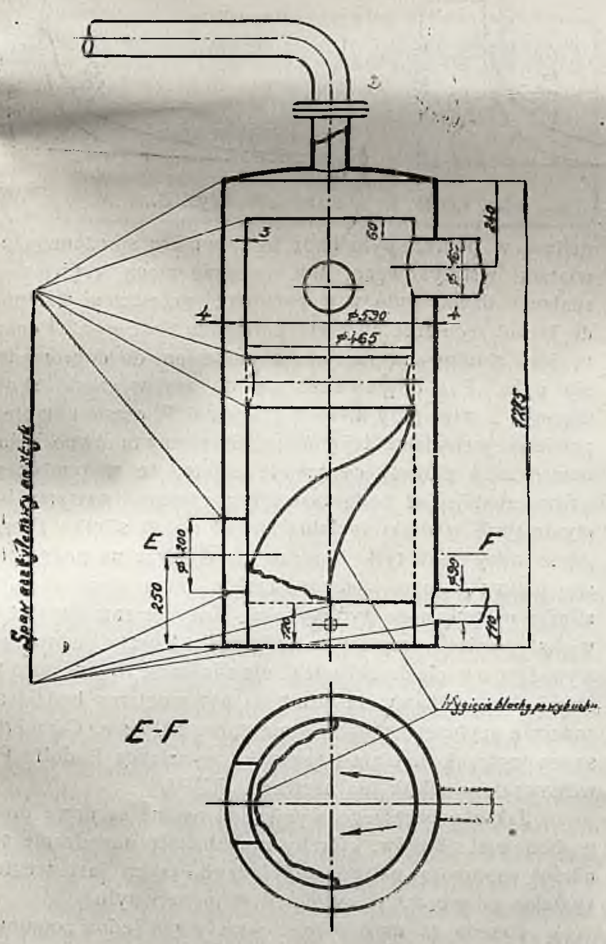
Urządzenie przedstawione schematycznie na rysunku 1 składało się z kotła o średnicy 590 *mm*, wysokości 1275 *mm* z paleniskiem wewnętrznem i dwiema rurami Halloway'a. Wszystko wykonane z blachy żelaznej: grubość blachy płaszcza 4 *mm*, grubość blachy paleniska 3 *mm*. Wszyst-

kie połączenia blach wykonane zapomocą spawania acetylenowego na styk.



Rys. 1.

Przewód grzejny z rur o średnicy 90 *mm* ogólnej długości 45 *m*.



Rys. 2.

Kocioł nie posiadał zaworów bezpieczeństwa, nie był zaopatrzony w termometr, ani też w urządzenia, niedopuszczające do wzrostu ciśnienia w kotle.

Napełnianie kotła wodą odbywało się przy pomocy pionowej rurki średnicy 25 *mm* zaopatrzonej w lejek, wznoszący się ponad najwyższą częścią kotła. Na przewodzie tym w dolnej części był umieszczony kran „*a*", który (zamknięty) był pośrednią przyczyną wypadku.

Jak widać z załączonego rysunku obieg wody w przewodzie grzejnym miał być osiągnięty na zasadzie termosyfonu, lecz z powodu umieszczenia przewodów grzejnych poniżej poziomu dolnej części kotła (kocioł stał na podwyższeniu) cyrkulacja wody była minimalna i właściciel, który w chwili wybuchu znajdował się wraz z rodziną przy kotle, nie mogąc się doczekać dostatecznego ogrzania się przewodów starał się pobudzić cyrkulację przez podniesienie temperatury wody w kotle, co wytworzyło nadmierne ciśnienie, przy zamkniętym kranie na rurze zasilającej, powodując rozerwanie blachy paleniska na szwie poprzecznym na wysokości 120 *mm* od dolnej krawędzi kotła na długości pół obwodu (rys. 2); blacha ta została wygięta aż do przeciwległej ścianki paleniska.

Jak wykazały oględziny, szew ten był wykonany nadzwyczaj niedbale.

Szczelina pomiędzy krawędziami blach złożonych w styk zupełnie nie była zalana metalem, tylko na zewnętrznej stronie połączenia znajdowała się cienka warstwa spawu. Wytrzymałość wykonanego połączenia była niedostateczna.

Gdyby nie wadliwie wykonany szew paleniska wybuch kotła nastąpiłby później przy stosunkowo wyższem ciśnieniu, a wówczas skutki wybuchu kotła dla znajdujących się bezpośrednio przy kotle byłyby daleko groźniejsze.

KRONIKA TECHNICZNA.

SILNIK NA PYŁ WĘGLOWY.*)

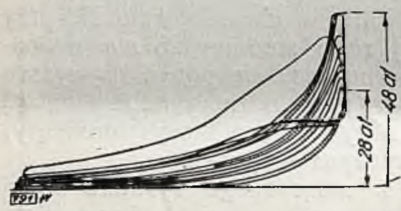
Pierwotna idea R. Diesel'a twórcy silników spalinowych, noszących jego nazwisko, by bezpośrednio w silniku spalać węgiel w postaci pyłu, nie przeszła bez echa; w ostatnich latach wrócono do niej ponownie. Dotychczasowe silniki umożliwiają użycie jedynie paliw płynnych i gazowych, jeśli paliwo chcemy spalać bezpośrednio w cylindrze silnika. Użycie paliw stałych, głównie węgla umożliwia nam dotychczas wytworzenie energji mechanicznej tylko drogą pośrednią. W urządzeniu kotłowem przemieniamy energję chemiczną węgla w energję cieplną, a tę, zawartą w parze wodnej, przemieniamy w silniku parowym na energję mechaniczną. Droga bezpośrednia, jak to wykazują np. silniki Diesla, pozwala nam na osiągnięcie stosunkowo wysokiej sprawności termicznej. Paliwa płynne nie tylko są jednak droższe, ale zapasy ropy naftowej i z niej otrzymywane dalsze rodzaje paliw, zaczynają się powoli — jak donoszą komunikaty z wszystkich części świata—wyczerpywać. Przeprowadzane są wprawdzie szerokie badania nad przemianą węgla na produkty płynne, ale do dnia dzisiejszego tego problemu właściwie jeszcze nie udało się rozwiązać. Jako najlepsze rozwiązanie nasuwałoby się spalanie węgla bezpośrednio wprost w cylindrze silnika.

Szereg wykresów zdjętych przy puszczaniu silnika w ruch zapomocą sprężonego powietrza i następnie zapały pyłu z węgla brunatnego przy ciśnieniu powietrza wstrzykowego 58 *at*. Na rys. 2 mamy zdjętych bezpośrednio na sobie 50 wykresów pracy silnika na pył bez użycia powietrza wstrzykowego, zaś na rys 3 taką samą ilość wykresów przy użyciu powietrza wstrzykowego. To wskazuje na wydzielanie jednakowych dawek paliwa i na równomierne zapały.

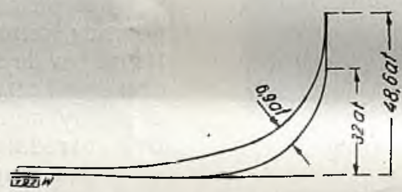
Co do spalin, to udało się osiągnąć, że cząsteczki popiołu unoszą się oddzielnie w spalinach, wylatując, wraz z niémi z cylindra. Nie zachodzi tu ani spiekanie się, ani też osadzanie się popiołu na tłoku, ścianie cylindra, czy zaworach. Wydmuch nie zawiera żadnych palnych gazów, jak również niespalonego węgla.

W międzyczasie przebudowano trzy dalsze silniki na pył węglowy, a mianowicie: leżący silnik o mocy 40 *KM* firmy Deutz, silnik z żarzącą łbicą na 25 *KM* i trójcylindrowy silnik o 215 *obr/min* i mocy 150 *KM*.

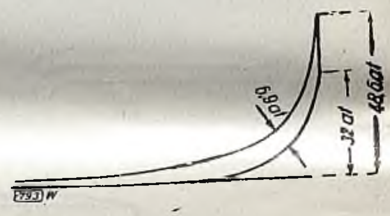
Znaczną trudnością było wydzielanie i dostarczenie ściśle określonej dawki pyłu do cylindra. Ale i to udało się pokonać przez wbudowanie przed cylindrem specjalnej komory. Podobnie jak przy silniku Diesla i w silniku na pył węglowy stosujemy wysoką kompresję nassanego powietrza. Do sprężonego w ten sposób powietrza w cylindrze, o ciśnieniu około 30 *at*, wdmuchuje się dawkę



Rys. 1.



Rys. 2.



Rys. 3.

Badania nad tym problemem rozpoczęto jeszcze w r. 1911 w fabryce maszyn „Kosmos" w Görlitz w Niemczech. Próby nad spalaniem węgla w postaci pyłu wprost w cylindrze, przeprowadzono na jednocylindrowym silniku Diesla o mocy 80 *KM* przy 160 obrotach na minutę, zbudowanym w r. 1906 w fabryce maszyn Augsburg-Nürnberg, który został odpowiednio do zamierzonego celu przerobiony. Pierwsze dobre wyniki osiągnięto dopiero w r. 1916. Od tej chwili pracował on już w nowych warunkach przez dowolnie długie okresy, dając dobre rezultaty.

Również korzystnie wypadły próby nad użyciem pyłu z różnych rodzajów paliw. Do badań używano: pył z węgla kamiennego górno-i dolnośląskiego i z Nadrenji, z węgla brunatnego z Niemiec i Czechosłowacji, a także pył z torfu, węgla drzewnego i trocin. Mimo tak długiego eksperymentowania na przytoczonym silniku jeszcze dziś zużycie paliwa na 1 *KM* wynosi około 2000 *kal*, przy wysokości kompresji 30 at. Jakość pyłu wystarcza taka jak dla palenisk pyłowych w urządzeniach kotłowych. Musi być on jednak tem drobniejszy im węgiel zawiera więcej wilgoci i popiołu, a także im mniej posiada części lotnych.

Powyższy doświadczalny silnik, mimo już pewnego zużycia, rozwijał jeszcze ostatnio moc 110 *KM* co odpowiada średniemu ciśnieniu indykowanemu 7,7 *at*, przy końcowem ciśnieniu ekspansji 3,6 *at*. Rys. 1, przedstawia sze-

paliwa w postaci pyłu bądź to zapomocą sprężonego powietrza wstrzykowego, lub też zapomocą częściowego spalenia dawki pyłu w wspomnianej przestrzeni wstępnej, do której regulator oddziela potrzebną ilość pyłu. Komora ta jest zbudowana razem z urządzeniem do doprowadzania pyłu. Pył doprowadza się do niej w czasie skoku ssącego, a więc przy niskiem ciśnieniu. W czasie kompresji powietrze wchodzi do tej komory. Sprężamy tu równocześnie powietrze i paliwo, co ma tę zaletę, że w tym czasie paliwo zostaje już podgrzane i tem samem stwarzamy korzystniejsze warunki spalania aniżeli np. w silniku Diesla, gdzie dany jest tylko bardzo krótki czas na podgrzanie się paliwa i jego spalanie. Dzięki temu ilość obrotów silnika na pył może być wysoka. Zużycie smarów jest tu większe, aniżeli przy innych silnikach. Koszty budowy nie wypadają o wiele drożej aniżeli dla silnika spalinowego o tej samej mocy. Obawy, że silnik na pył węglowy będzie się znacznie szybciej zużywał — nie sprawdziły się. Od pierwszych zgłosek imienia i nazwiska wynalazcy Rudolfa Pawlikowskiego silnik ten nazwano „RUPA".

Jak z powyższego wynika, torowane są nowe drogi w budowie silników, któreby umożliwiały napędzanie silników zapomocą paliwa najtańszego, jakim jest węgiel, spalając go wprost w cylindrze w postaci pyłu.

Zasada ta musi przejść jeszcze nie jedną „ogniową próbę". Czy i w jakiej mierze znajdzie ona zastosowanie praktyczne, to dopiero przyszłość pokaże. *R. M.*

*) Por. „Die Wärme" — 1928.

KOMUNIKATY STOW. DOZORU KOTŁÓW.

OBSŁUGA POW. LUBARTOWSKIEGO, PUŁAWSKIEGO i RADZYŃSKIEGO.

Trzy powiaty wojew. Lubelskiego: Lubartowski, Puławski i Radzynski, obsługiwane dotychczas przez Biuro Stowarzyszenia w Lublinie, są od dn. 1.V b. r. załatwiane przez Biuro w Warszawie (ul. Piękna 32 m. 2).